

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平 5 - 7 1 4 6 7

(43) 公開日 平成5年(1993)3月23日

(51) Int. Cl.<sup>5</sup>

F 0 4 B 27/08  
39/10

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

P 6907-3 H

A 6907-3 H

審査請求 未請求 請求項の数 2

(全 8 頁)

(21) 出願番号 特願平3-229166

(22) 出願日 平成3年(1991)9月9日

(71) 出願人 000003218

株式会社豊田自動織機製作所

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地

(72) 発明者 木村 一哉

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社

豊田自動織機製作所内

(72) 発明者 粥川 浩明

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社

豊田自動織機製作所内

(72) 発明者 藤井 俊郎

愛知県刈谷市豊田町2丁目1番地 株式会社

豊田自動織機製作所内

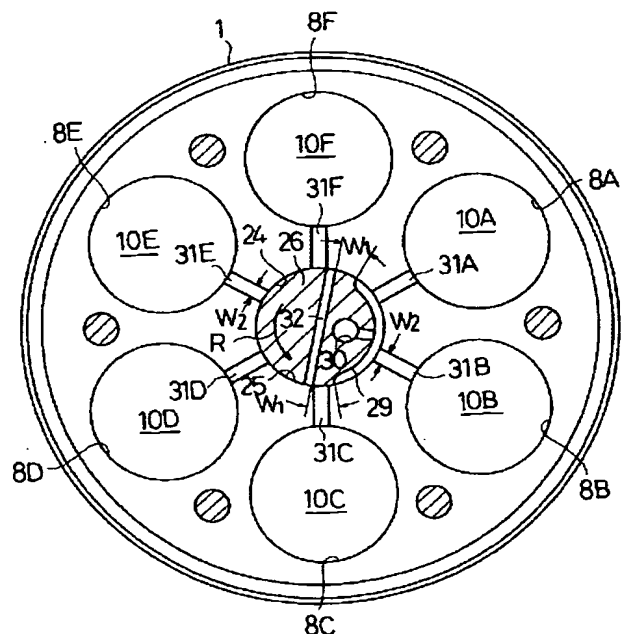
(74) 代理人 弁理士 恩田 博宣

(54) 【発明の名称】 ピストン型圧縮機

(57) 【要約】

【目的】 シリンダボアの圧縮室に対するガス吸入効率の優れたピストン型圧縮機を提供すること。

【構成】 シリンダブロック 1 にはその軸芯を取り囲むように複数のシリンダボア 8 A ~ 8 F が穿設され、各シリンダボア 8 A ~ 8 F にはピストン 9 が収容されている。バルブ収容室 2 5 にはロータリバルブ 2 6 が、ドライブシャフトと一体回転可能に収容され、ロータリバルブ 2 6 にはガス放出孔 3 2 が貫通形成されている。シリンダブロック 1 の後端部には、バルブ収容室 2 5 と各シリンダボア 8 A ~ 8 F の圧縮室 1 0 A ~ 1 0 F とを連通させる連通溝 3 1 A ~ 3 1 F が放射状に形成されている。ロータリバルブ 2 6 の回転に伴い、ロータリバルブ 2 6 を挟んで相対向する二つの圧縮室 1 0 A ~ 1 0 F が、連通溝 3 1 A ~ 3 1 F 及びガス放出孔 3 2 を介して連通される。



## 【特許請求の範囲】

【請求項 1】 回転軸を取り囲むようにシリンダブロックに形成された複数のシリンダボア内にピストンを収容し、回転軸の回転に伴い各ピストンを異なる駆動タイミングで往復動して、ガスの吸入及び圧縮・吐出を行うピストン型圧縮機において、

弁体をシリンダブロックに収容し、かつ回転軸に対し相対回転不能に設けると共に、圧縮ガスの吐出を完了したシリンダボアの圧縮室と、当該シリンダボアの吐出完了時点で圧縮ガスの吸入を既に完了している他のシリンダボアの圧縮室とを、回転軸の回転に同期して連通させるガス放出経路を前記弁体に設けたピストン型圧縮機。

【請求項 2】 前記ガス放出経路は弁体の周面に周回接続しないように形成された環状溝であり、この環状溝によって包囲された弁体の周面部の周回領域は、各シリンダボアの圧縮室から弁体に向けて延出された各連通路を掃過閉塞する請求項 1 に記載のピストン型圧縮機。

## 【発明の詳細な説明】

## 【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は、回転軸を取り囲むようにシリンダブロックに形成された複数のシリンダボア内にピストンを収容し、回転軸の回転に伴い各ピストンを異なる駆動タイミングで往復動して、ガスの吸入及び圧縮・吐出を行うピストン型圧縮機に関する。

## 【0002】

【従来の技術】 特開昭 59-145378 号公報に開示されているような斜板式圧縮機においては、回転軸を取り囲むように複数のシリンダボアがシリンダブロックに穿設され、各シリンダボアにはピストンがスライド可能に収容されている。各シリンダボアは、バルブプレートに設けられた吸入口及び吐出口を介して、それぞれ吸入室及び吐出室に連通されており、吸入口及び吐出口はそれぞれ吸入弁及び吐出弁によって開閉される。そして、回転軸上に支持された斜板の回転に基づいて、各ピストンがタイミングを異にして往復動され、これに伴って、吸入室からシリンダボアへのガスの吸入、シリンダボア内におけるガスの圧縮及びシリンダボアから吐出室への圧縮ガスの吐出が同時に行われる。

## 【0003】

【発明が解決しようとする課題】 従来の圧縮機においては、吐出終了直後のシリンダボアの圧縮室内、即ち上死点位置に達したピストンとバルブプレートとの間の僅かな間隙やバルブプレートの吐出口内には、圧縮されて高圧状態のガスが残留する。ピストンの下死点位置への移動に伴って前記高圧残留ガスは再膨張するが、圧縮室内の残留ガス圧力が吸入室の内圧（吸入圧）未満にならない限り吸入弁が開かれず、その間、吸入室から圧縮室へのガス吸入を行うことができない。

【0004】 そのため、理論吸入体積に対して、少なくとも高圧残留ガスの再膨張による体積増加分だけ、ガス

の吸入量が少なくなるという事態を避けられなかった。本発明の目的は、シリンダボアの圧縮室に対するガス吸入効率の優れたピストン型圧縮機を提供することにある。

## 【0005】

【課題を解決するための手段】 上記課題を解決するために本発明は、弁体をシリンダブロックに収容し、かつ回転軸に対し相対回転不能に設けると共に、圧縮ガスの吐出を完了したシリンダボアの圧縮室と、当該シリンダボアの吐出完了時点で圧縮ガスの吸入を既に完了している他のシリンダボアの圧縮室とを、回転軸の回転に同期して連通させるガス放出経路を前記弁体に設けた。

## 【0006】

【作用】 各ピストンの往復動に連動したシリンダブロックと弁体との間の相対回転に伴い、弁体に設けられたガス放出経路は、圧縮ガスの吐出を完了したシリンダボアの圧縮室と、当該シリンダボアの吐出完了時点で圧縮ガスの吸入を既に完了している他のシリンダボアの圧縮室とを連通する。これにより、吐出完了したシリンダボアの圧縮室内の高圧残留ガスが、圧縮ガスの吸入を既に完了している他のシリンダボアの圧縮室に放出され、吐出完了したシリンダボアの圧縮室内圧が低下する。従って、当該シリンダボアのピストンが吸入行程に移行した場合でも、圧縮室内残留ガスの再膨張体積が極めて少なく、圧縮室へのガス吸入が迅速に開始される。

## 【0007】

【実施例】 以下に、本発明を揺動斜板式圧縮機に具体化した第 1 実施例を図 1～図 4 に従って説明する。

【0008】 図 1 に示すように、シリンダブロック 1 の一端側にはフロントハウジング 2 が接合され、他端側にはバルブプレート 4 を介在させてリアハウジング 3 が接合されている。フロントハウジング 2 内のクランク室 5 にはドライブシャフト 6 が収容され、ドライブシャフト 6 はラジアル軸受け 7 A、7 B によって回転可能に支持されている。

【0009】 シリンダブロック 1 にはラジアル軸受け 7 B を取り囲む位置に複数のシリンダボア 8 A～8 F（本実施例では図 2 に示すように 6 個）が穿設されており、各シリンダボア 8 A～8 F はクランク室 5 に連通されている。各シリンダボア 8 A～8 F にはピストン 9 がそれぞれ嵌挿されており、各ピストン 9 とバルブプレート 4 との間には圧縮室 10 A～10 F が構成される。

【0010】 クランク室 5 内においてドライブシャフト 6 には、ラグプレート 11 がドライブシャフト 6 と同行回転可能に支持されると共に、スリーブ 12 がスライド可能に支持されている。又、ドライブシャフト 6 には、バネ座 13 a が固定されると共に、バネ座 13 b がスライド可能に設けられており、両バネ座 13 a、13 b 間にはバネ 13 が介装されている。バネ座 13 b を介してのバネ 13 の作用によって、スリーブ 12 はラグプレー

ト11方向へ付勢されている。

【0011】スリーブ12には左右一對の連結ピン14を介してドライブプレート15が揺動可能に支承されている。ドライブプレート15はドライブシャフト6を包囲する如く環状に形成されており、その一部にはブラケット15aが突設されている。ラグプレート11には支持アーム11aが突設され、支持アーム11aには長孔16が透設されている。ブラケット15aの先端にはガイドピン17が取り付けられており、ガイドピン17は長孔16によって係合案内される。長孔16とガイドピン17との係合に基づき、ドライブプレート15は前後揺動可能な状態でドライブシャフト6及びラグプレート11と一体的に回転される。ドライブプレート15の前後揺動に伴い、スリーブ12はドライブシャフト6上を前後に摺動する。

・【0012】ドライブプレート15上にはワッブルプレート18がスラスト軸受け19を介して支承されている。ワッブルプレート18はドライブプレート15と同様にドライブシャフト6を包囲する如く環状に形成されており、コネクティングロッド20を介して各ピストン9と作動連結されている。このため、ワッブルプレート18の自転は規制されるが、ドライブシャフト6及び傾斜状態のドライブプレート15の回転に連動して、ワッブルプレート18は軸方向に沿って前後揺動される。この前後揺動に伴い、各ピストン9はシリンダボア8A～8F内を往復動する。

【0013】リアハウジング3内は隔壁21によって吸入室22と吐出室23とに区画されている。シリンダブロック1の中心部には凹部24が穿設されており、この凹部24はバルブプレート4の中心孔4aを介して吸入室22に繋がっている。凹部24、バルブプレート4の中心孔4a及び吸入室22の一部によってバルブ収容室25が構成され、このバルブ収容室25にはロータリバルブ26が回転可能に密接嵌合されている。

【0014】図1に示すように、ロータリバルブ26はドライブシャフト6の後端部と嵌合されると共に、ロータリバルブ26とドライブシャフト6とはキー27によって一体回転可能に結合されている。吸入室22内においてリアハウジング3にはスラスト軸受け28が設けられており、このスラスト軸受け28によってドライブシャフト6及びロータリバルブ26のリアハウジング3方向への移動が規制されている。

【0015】図1～図3に示すように、ロータリバルブ26の内部には吸入ガス通路30が吸入室22に開口するように凹設されており、ロータリバルブ26の外周部には吸入ガス案内溝29が周方向に沿って設けられている。この吸入ガス案内溝29と吸入ガス通路30とは、ロータリバルブ26の内部に設けられた吸入ガス通路30aによって連通されており、吸入室22のガスが吸入ガス通路30、30aを経由して吸入ガス案内溝29に

導かれる。図2に示すように、ロータリバルブ26は矢印R方向に回転し、吸入行程にあるシリンダボアの圧縮室（図示の場合には10A、10B）が連通溝31A、31Bを介して吸入ガス案内溝29に連通され、圧縮室10A、10B内にガスが吸入される。

【0016】ロータリバルブ26の内部にはガス放出孔32が貫通形成されている。ガス放出孔32はドライブシャフト6の軸芯と直交しており、ガス放出孔32の両開口はドライブシャフト6の軸芯の周りに180°の角度差をもって配置されている。

【0017】図1及び図2に示すように、シリンダブロック1の後端面には、バルブ収容室25を構成する凹部24と各シリンダボア8A～8Fとを連通させる連通溝31A～31Fが放射状に形成されている。これら連通溝31A～31Fは、各シリンダボア8A～8Fの軸芯とドライブシャフト6の軸芯とを結ぶ線上に配列されており、各連通溝31A～31Fと凹部24との各接続口は、ドライブシャフト6の軸芯の周りに60°間隔で配置されている。

【0018】ロータリバルブ26を挟んで相対向する二つの圧縮室の組（10A、10D）、（10B、10E）、（10C、10F）が、それぞれ対応する連通溝31A、31D、31B、31E、31C、31F及びガス放出孔32を介して順次連通される。尚、ガス放出孔32の開口と吸入ガス案内溝29の端縁との間の周間隔 $W_1$ は、連通溝31の溝幅 $W_2$ 以上の長さ設定される（本実施例では $W_2 < W_1$ ）。従って、ロータリバルブ26のガス放出孔32と吸入ガス案内溝29とが連通溝31A～31Fを介して直接連通されるということはない。

【0019】図1に示すように、バルブプレート4には各シリンダボア8に対応して吐出口33が開口形成されており、これらを介して各圧縮室10が吐出室23に連通される。各吐出口33には吐出弁34がそれぞれ設けられており、吐出弁34はピストン9の往復動によって吐出口36を開閉する。又、この圧縮機では、図示しない容量制御弁によってクランク室5の内圧が制御され、ピストン9を介しての圧縮室10A～10Fの内圧とクランク室5の内圧との差圧に基づいて、吐出容量が可変制御される。

【0020】さて、ドライブシャフト6及びロータリバルブ26の回転に伴って、各ピストン9が往復動される場合、図2に示す6つのシリンダボア8A～8Fのうち、3つのシリンダボア8A、8B、8Cは吸入行程にあり、3つのシリンダボア8D、8E、8Fは圧縮・吐出行程にある。ピストン9が下死点位置にあるシリンダボア8Cは吸入を完了して圧縮行程に入る直前にあり、ピストン9が上死点位置にあるシリンダボア8Fは吐出を完了して吸入行程に入る直前にある。

【0021】このとき、ロータリバルブ26を貫通する

ガス放出孔 32 によって、上死点側シリンダボア 8F の連通溝 31F と下死点側シリンダボア 8C の連通溝 31C とが連通される。そのため、上死点側シリンダボア 8F の圧縮室 10F 及び吐出孔 33 内の高压残留ガスが、連通溝 31F、ガス放出孔 32 及び連通溝 31C を介して、下死点側シリンダボア 8C の圧縮室 10C に放出され、圧縮室 10F 内の圧力が吸入圧近くまで低下する。

【0022】図 4 には、一つのシリンダボアに着目した場合におけるロータリバルブ 26 の回転角度  $\theta$  (ドライブシャフト 6 の回転角度でもある) と圧縮室内圧力  $P$  との関係が示されている。図 4 においては、上死点位置における回転角度  $\theta$  を 0 (及び  $2\pi$ ) とし、下死点位置における回転角度  $\theta$  を  $\pi$  としてロータリバルブ 26 の駆動タイミングを示している。

【0023】図 4 の曲線  $E_1$  に示すように、本実施例においては、上死点側シリンダボア 8F の連通溝 31F とガス放出孔 32 とが連通した時点 ( $\theta = 0$ ) から極めて短時間のうちに圧縮室内圧力  $P$  が吸入圧  $P_s$  近くまで低下する。区間  $T_1$  は、前記連通時点 ( $\theta = 0$ ) から、上死点側シリンダボア 8F の連通溝 31F が吸入ガス案内溝 29 に連通して圧縮室内圧力  $P$  が吸入圧  $P_s$  に達するまでのタイムラグを示す。因みに、図 4 の区間  $T_2$  は、圧縮・吐出行程に入った当該シリンダボアが、吸入行程に入った他のシリンダボアから高压残留ガスの供給を受けるタイミングを示す。

【0024】これに対し、破線  $E_2$  で示す従来例においては、上死点位置ピストンの下死点方向への移動に伴って、圧縮室内の高压残留ガスが再膨張して圧縮室内圧力  $P$  が吸入圧  $P_s$  に達するまでのタイムラグは、区間  $T_0$  で示される ( $T_1 < T_0$ )。区間  $T_0$  及び  $T_1$  においては、圧縮室内圧力  $P$  が吸入圧  $P_s$  よりも高いために、吸入室 22 からガスを吸入することができない。そのため、実際にガス吸入が開始されるのは、区間  $T_0$  又は  $T_1$  の経過後である。

【0025】仮に、本実施例及び従来例の圧縮機がともに、シリンダボアの断面積を  $S$ 、ピストンの最大ストローク長を  $X_{max}$  とし、本実施例のタイムラグ区間  $T_1$  におけるピストン 9 の変位量を  $x_1$ 、従来例のタイムラグ区間  $T_0$  におけるピストンの変位量を  $x_0$  とすると ( $x_1 < x_0$ )、

理論吸入体積  $V_R$  :  $V_R = S X_{max}$

本実施例の吸入体積  $V_1$  :  $V_1 = S (X_{max} - x_1)$

従来例の吸入体積  $V_0$  :  $V_0 = S (X_{max} - x_0)$

と表される。

【0026】従って、本実施例のガス吸入率  $Q_1$ 、従来例のガス吸入率  $Q_0$ 、及び両ガス吸入率の差  $\Delta Q$  は、

$$Q_1 = V_1 / V_R = (X_{max} - x_1) / X_{max}$$

$$Q_0 = V_0 / V_R = (X_{max} - x_0) / X_{max}$$

$$\Delta Q = Q_1 - Q_0 = (x_0 - x_1) / X_{max}$$

と表され、本実施例の圧縮機は従来例の圧縮機よりも  $\Delta$

$Q (> 0)$  だけ、ガス吸入率が高い。

【0027】このように本実施例によれば、上死点側圧縮室 10F 内の高压残留ガスを下死点側圧縮室 10C 内に放出することにより、従来以上にガス吸入率  $Q_1$  を高めることができ、ひいては一行程当たりの圧縮ガスの吐出量を増大させることができる。

【0028】ガス放出孔 32 を有しないロータリバルブ 26 を用いた場合、吐出終了直後の圧縮室 10F が吸入ガス案内溝 29 を介して吸入室 22 に連通されると、圧縮室内圧力と吸入圧  $P_s$  との圧力差によって吸入脈動が発生する。この吸入脈動の防止策として、吐出終了直後の圧縮室 10F の連通溝 31F と吸入ガス案内溝 29 との連通タイミングを遅らせることが考えられる。しかし、圧縮室 10F 内の残留ガス圧力が低く、残留ガスの再膨張が圧縮室 10F と吸入ガス案内溝 29 との連通以前に終了するような場合には、圧縮室 10F と吸入ガス案内溝 29 との連通時には圧縮室 10F の内圧が吸入圧  $P_s$  よりもかなり低くなるという事態も生じかねない。結局、連通タイミングの設定が困難で、前記防止策は吸入脈動を完全に解消し得ない。

【0029】これに対し、本実施例によれば、ロータリバルブ 26 のガス放出孔 32 を介して高压残留ガスを放出する上死点側圧縮室 10F の内圧は、吸入ガス案内溝 29 との連通以前に吸入圧  $P_s$  近くまで低下する。そのため、当該圧縮室 10F が吸入ガス案内溝 29 を介して吸入室 22 に連通した場合でも、圧縮室内圧力と吸入圧  $P_s$  との間に際立った圧力差がなく、吸入脈動をほとんど生じない。

【0030】次に、ロータリバルブの構成が異なる第 2 実施例を図 5～図 7 に従って説明する。図 5～図 7 に示すように、この第 2 実施例では前記第 1 実施例のガス放出孔 32 に代えて、ロータリバルブ 35 の外周部にはガス放出溝 36 が設けられている。このガス放出溝 36 は、ロータリバルブ 35 の周方向に沿って延びる二条の平行な周溝 36a と、両周溝 36a の各端部をそれぞれ繋ぐ縦溝 36b とによって環状溝として構成されており、ロータリバルブ 35 を一周して接続することはない。

【0031】図 7 に示すように、ガス放出溝 36 はロータリバルブ 35 の外周部において、吸入ガス案内溝 29 と反対側に設けられ、かつ図 6 に示すように、二条の周溝 36a は、ロータリバルブ 35 の外周部略中央に設けられた吸入ガス案内溝 29 を挟む軸方向位置にそれぞれ形成されている。従って、ロータリバルブ 35 の回転に伴って、両縦溝 36b が各連通溝 31A～31F と順次連通し、ロータリバルブ 35 を挟んで相対向する圧縮室の組 (10A, 10D)、(10B, 10E)、(10C, 10F) がガス放出溝 36 によって連通される。

【0032】図 5 に示すように、ロータリバルブ 35 の外周部のうちガス放出溝 36 によって囲まれたシール部

37によって、圧縮行程にある圧縮室10D、10E、10Fに繋がる各連通路31D～31Fの開口端が閉塞される。図5に、シール部37に対する前記開口端の接触状況をハッチングHで示す。

【0033】圧縮行程にある圧縮室10D～10Fの内圧は非常に高いため、シール部37による連通路31D～31Fの開口端の閉塞にもかかわらず、シール部37とバルブ収容室25との摺接部の僅かなクリアランスから、圧縮室10D～10Fの圧縮ガスが漏洩する。しかしながら、この漏洩ガスはガス放出溝36によって捕らえられるため、バルブ収容室25の外に漏洩することはない。

【0034】即ち、ロータリバルブ35の回転に伴い、ガス放出溝36は周期的に下死点側圧縮室10Cに連通して、ガス放出溝36の内圧が吸入圧P<sub>0</sub>に近づく。従って、ガス放出溝36内の圧力は常に前記漏洩ガスの圧力よりもかなり低く保たれる。故に、ガス放出溝36の内圧が圧縮行程の圧縮室10D～10Fの内圧ほどに高くなることはなく、ガス放出溝36によって囲まれた領域から外にガスが漏洩することはない。このようにガス放出溝36は、リーク防止溝としての機能をも備える。

【0035】尚、本発明は前記第1及び第2実施例に限定されるものではなく、次の態様にて実施してもよい。即ち、

(1) 図8に示すように、バルブプレート4側に連通路38を設け、この連通路38を介してロータリバルブ26のガス放出孔32と圧縮室10A～10Fとを連通させること。

(2) ロータリバルブ26にはガス放出孔32のみを設け、吸入ガス案内溝29及び吸入ガス通路30、30aを形成しないこと。そして、従来と同様にバルブプレート4に各圧縮室10A～10Fと吸入室22とを連通させる吸入口を設けると共に、この吸入口を開閉する吸入弁を設けること。

(3) 奇数個（例えば5個）のシリンダボアを備えた圧縮機に本発明を適用すること。この場合、ロータリバルブ26のガス放出孔32（又はロータリバルブ35のガス放出溝36）は、上死点側圧縮室と、下死点位置に最も近い吸入行程にある圧縮室とを連通するように経路設定される。

(4) 本発明をシリンダブロック1がドライブシャフト6と一体回転する斜板式圧縮機に適用すること。

#### 【0036】

【発明の効果】以上詳述したように本発明によれば、弁体をシリンダブロックに收容し、かつ回転軸に対し相対回転不能に設けると共に、圧縮ガスの吐出を完了したシリンダボアの圧縮室と、当該シリンダボアの吐出完了時点で圧縮ガスの吸入を既に完了している他のシリンダボアの圧縮室とを、回転軸の回転に同期して連通させるガス放出経路を前記弁体に設けたので、吐出完了したシリンダボアの圧縮室の高圧残留ガスをより低圧の圧縮室側へ放出して、吐出完了したシリンダボアの圧縮室内圧を低くすることができ、これによって圧縮室に対するガス吸入効率を向上させることができるという優れた効果を奏する。

#### 【図面の簡単な説明】

【図1】本発明を具体化した第1実施例を示す斜板式圧縮機全体側断面図である。

【図2】図1のA-A線における圧縮機の断面図である。

【図3】第1実施例のロータリバルブの斜視図である。

【図4】ロータリバルブの回転角度と圧縮室内圧力との関係を示すグラフである。

【図5】本発明を具体化した第2実施例のロータリバルブを示す斜視図である。

【図6】第2実施例のロータリバルブの縦断面図である。

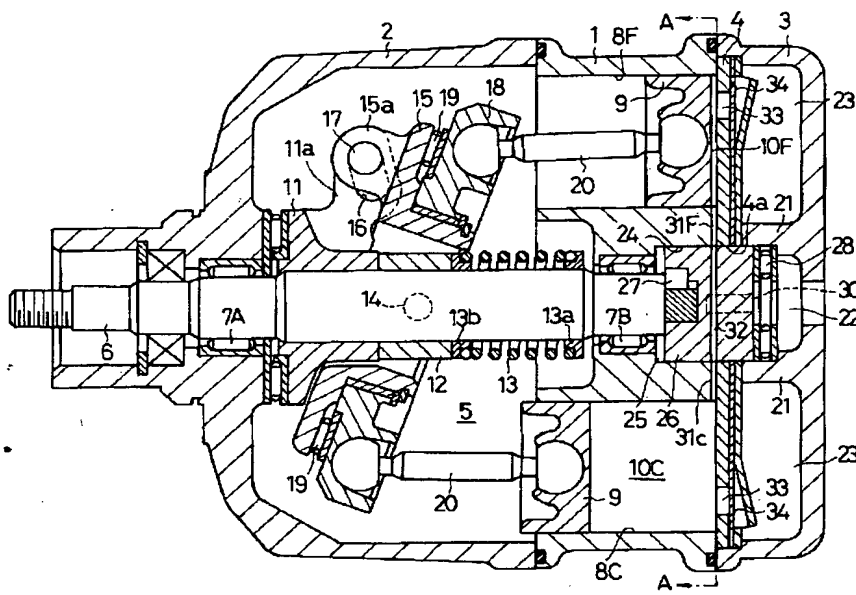
【図7】図6のB-B線におけるロータリバルブの横断面図である。

【図8】本発明の別例を示す圧縮機の部分側断面図である。

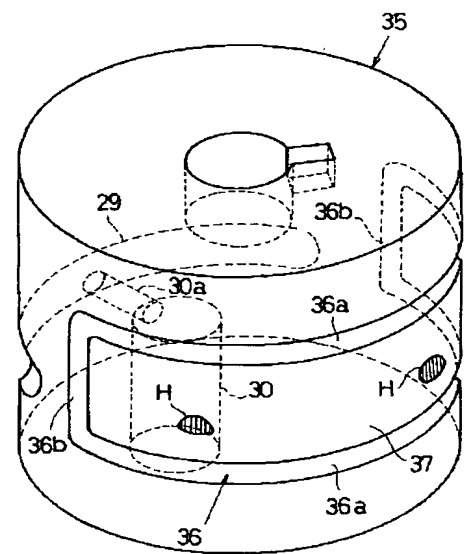
#### 【符号の説明】

1 シリンダブロック、6 回転軸としてのドライブシャフト、8A～8Fシリンダボア、9 ピストン、10A～10F 圧縮室、26 弁体としてロータリバルブ、31A～31F 連通路を構成する連通路、32 ガス放出孔、35 弁体としてロータリバルブ、36 ガス放出経路を構成する環状溝としてのガス放出溝、37 弁体の周面部の周回領域としてのシール部、38 連通路を構成する連通路。

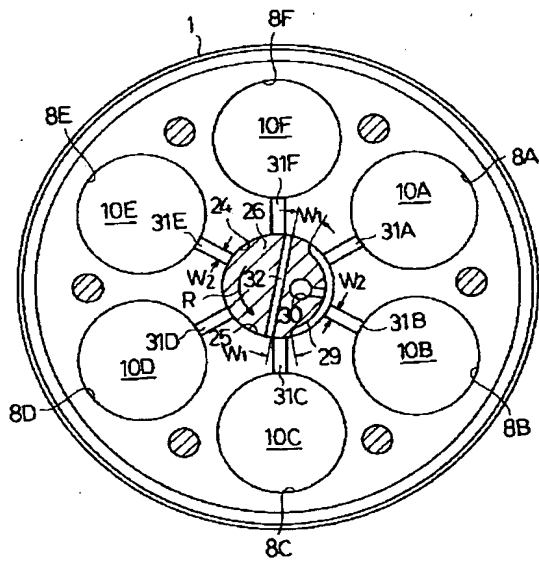
【図1】



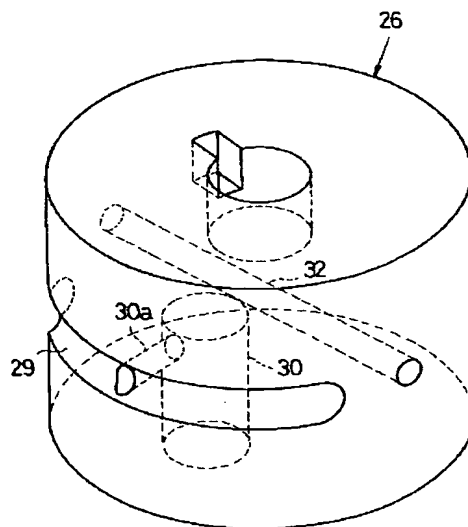
【図5】



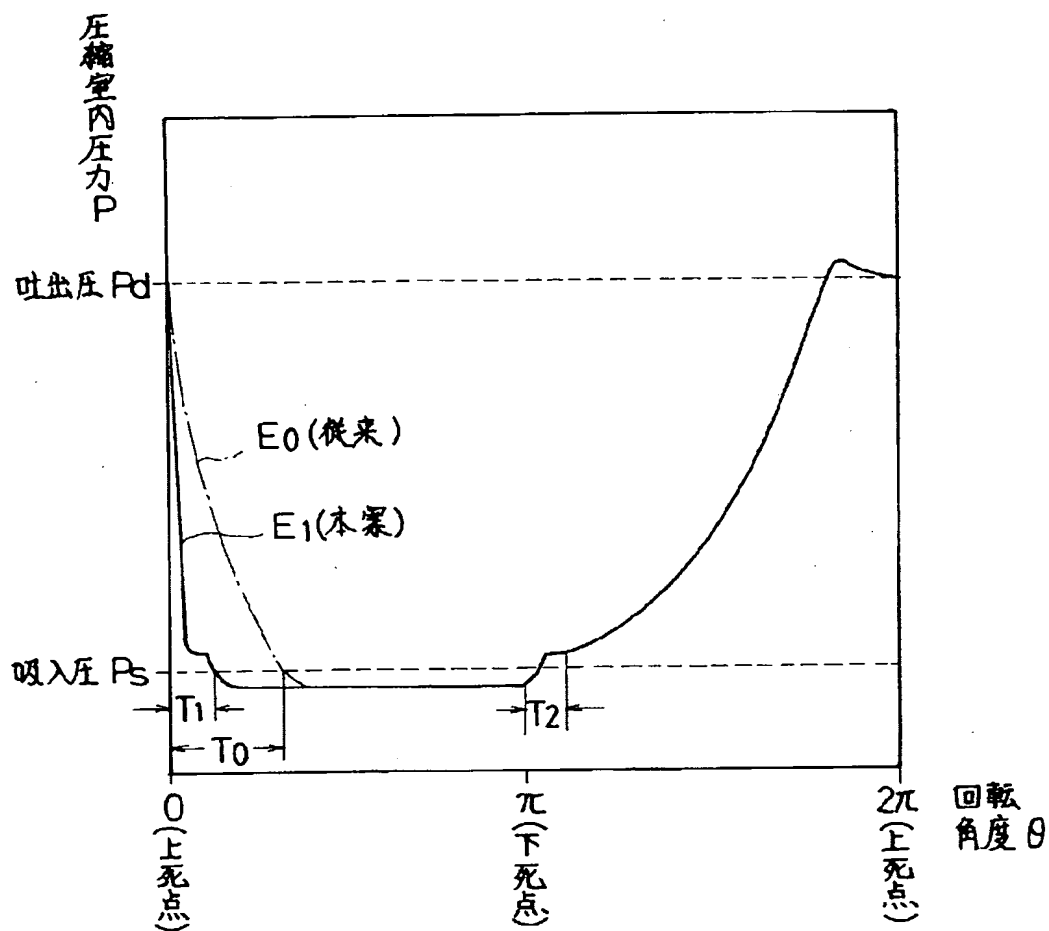
【図2】



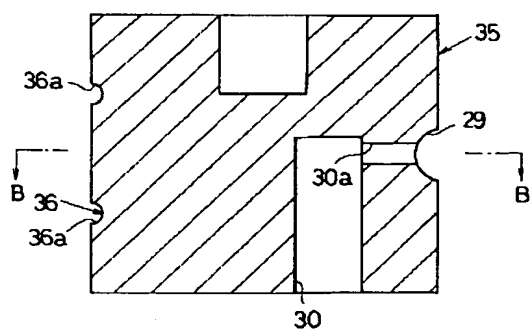
【図3】



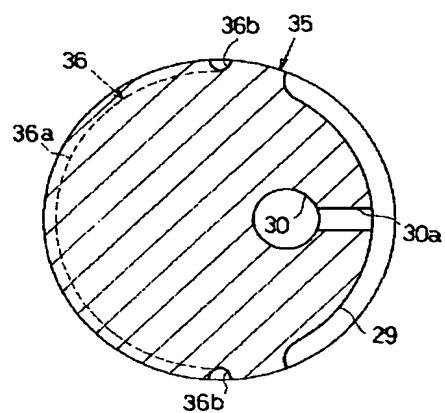
【図 4】



【図 6】



【図 7】



【图 8】

